

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Diplomová práce

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

**Rozbor a optimalizace pohonného
mechanismu extraktoru**
**Analysis and Optimization of
Extractor Driving Mechanism**

Student: Bc. Jan Haša
Vedoucí diplomové práce: Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Haša**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **72 Technická diagnostika, opravy a udržování**
Téma: **Rozbor a optimalizace pohonného mechanismu extraktoru**
Analysis and Optimization of Extractor Driving Mechanism

Zásady pro vypracování:

Proveďte rozbor a optimalizaci pohonného mechanismu extraktoru s ohledem na jeho životnost, servisní náročnost a servisní intervaly. Jedná se o mechanismus používaný u stroje LOGIMAT společnosti SSI-SCHÄFER.

V rámci diplomové práce dále zpracujte:

- řetězový pohon
 - a) definování nejvíce namáhaných míst
 - b) definování míst s největším opotřebením
- kontrolu životnosti pohonného mechanismu
- návrh optimálního mazání ke zvýšení životnosti
- návrh opatření ke zvýšení životnosti nejslabších částí řetězu (řetězového mechanismu)

Seznam doporučené odborné literatury:

- LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha, Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha, Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- SERENSEN, S. V., KOGAJEV, V. P., ŠNEJDEROVIČ, R. M. *Únosnost a pevnostní výpočty strojních součástí*. Praha, SNTL, 1967.
- HAVLÍČEK, J. A KOL. *Provozní spolehlivost strojů* (2. přepracované vydání). Praha, SZN 1989. 616 s. ISBN 80-209-0029-2.
- ZIEGLER, J., HELEBRANT, F. *Technická diagnostika výrobních zařízení*. VŠB Ostrava, 1992. 175 s. ISBN 80-7078-111-4.
- POŠTA, J., ČERNOVOL, M. A. J. *Renovace strojních součástí*. SVÚM a.s. – ČTS, Praha, 1998. 160 s. ISBN 80-902015-6-3

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 19. 5. 2014

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было́ сже́днано, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- было́ сже́днано, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 19. 5. 2014


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jan Haša

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Mlýnská 550, Hranice – IV,
Drahotuše, 75361

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. HAŠA J., *Rozbor a optimalizace pohonného mechanismu extraktoru : diplomová práce*. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 57s. Vedoucí práce: Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Diplomová práce se zabývá rozбором a optimalizací pohonného mechanismu extraktoru. Na začátku je řešena obecná problematika řetězového převodu, a jeho následná aplikace na pohon extraktoru zařízení LogiMat. Hlavním úkolem práce je vyhodnotit účinnost a vhodnost nynějšího sekundárního řetězového převodu. K tomuto účelu byly vyhotoveny dva druhy testů řetězů. Test prodloužení řetězu a zátěžový test. Oběma testy bylo sledováno opotřebení řetězů během jejich provozu. Z naměřených hodnot byly sestaveny grafy s křivkami opotřebení řetězů. Na základě těchto výsledků byly stanoveny mezní hodnoty pro použití řetězů a dále bylo navrženo opatření pro snížení opotřebení řetězu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Bc. HAŠA J., *Analysis and Optimization of Extractor Driving Mechanism : Master Thesis*. Ostrava : VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 57 p. Master head : Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Master thesis is dealing with analysis and optimization of extractor driving mechanism. At the beginning is solved general problems of a chain transfer and it's application on extractor driving mechanism of LogiMat device. The main task of this thesis is to evaluate an efficiency and suitability of an existing secondary chain drive. For this purpose there have been prepared two types of chain tests. Test of a chain extension and a stress chain test. Both tests were monitored a chain wear during their working. There were compiled some diagrams with wear curves from the measured values. On the base of those results there were defined limit values for use chains. Hereafter was purposed an provision to reduce the chain wear.

Obsah

1. Úvod.....	1
2. Teoretická část	2
2.1. Řetězy.....	2
2.2. Řetězový převod	5
3. Představení společnosti SSI Schaefer	8
3.1. SSI Schaefer Hranice	11
3.2. Představení skladovací věže LogiMat.....	12
3.2.1. Princip vertikálního skladování.....	15
4. Posouzení současného stavu	16
4.1. Řetězový pohon extraktoru	16
4.2. Definování nejvíce namáhaných míst	19
4.3. Definování nejvíce namáhaných součástí	19
5. Rozbor řetězu sekundárního převodu.....	20
5.1. Zhodnocení použití současného řetězu Challenge Triplex.....	20
5.1.2. Kontrola řetězu proti přetržení	21
5.2. Kontrola prodloužení řetězu.....	25
5.3. Zátěžový test řetězu	27
6. Výsledky měření	35
6.1. Výsledky měření prodloužení řetězu	35
6.2. Výsledky zátěžového testu.....	37
7. Návrh řešení	39
7.1. Návrh servisních prohlídek	39
7.1.1. Návrh malých servisních prohlídek.....	40
7.1.2. Návrh velké servisní prohlídky	41
7.2. Mazání řetězu.....	42
8. Závěr	43
9. Seznam použité literatury.....	46
10. Seznam příloh	47

Seznam použitých značek a symbolů

Označení	Název	Jednotky
A	rozteč řetězových kol	[m]
D	průměr roztečné kružnice	[m]
F	síla	[N]
F_N	normálová síla	[N]
F_o	pohybová síla	[N]
F_t	třecí síla	[N]
F_1	výsledná tahová síla	[N]
L	délka	[m]
L_0	délka opotřebovaného řetězu	[m]
M_k	krouticí moment	[N·m]
P	přenášený výkon	[W]
X	vzdálenost	[m]
Y	součinitel rázu	[-]
d	průměr	[m]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
h	průhyb řetězu	[m]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
m	hmotnost 1metru řetězu	[kg·m ⁻¹]
n	otáčky	[s ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
t	rozteč	[m]
v	rychlost	[m·s ⁻¹]
φ	úhel třecí	[°]

1. Úvod

Tato diplomová práce se zabývá rozbořem a optimalizací pohonného mechanismu extraktoru. Jedná se o mechanismus, který vysouvá tabláry ve skladovací věži LogiMat. Součástí mechanismu jsou mimo jiné řetězové převody. Těchto se používá k přenášení krouticího momentu z hnacího členu na hnaný díky tvarové vazbě mezi řetězovým kolem a řetězem samotným. Při provozu mechanismu dochází k prodloužení řetězu vlivem působení zatížení a následným opotřebením jednotlivých článků řetězu. Opotřebením se projevuje jako průhyb volné větve řetězu, hlučností převodu a nerovnoměrností chodu.

Diplomová práce se vypracovává ve spolupráci se společností SSI Schaefer Hranice, jež je pobočkou SSI Schaefer, která se zabývá skladováním, technikou pro odpady, kancelářským vybavením a logistikou. Od výroby jednotlivých komponentů až po instalaci komplexních logistických a skladovacích systémů. Konkrétně jsem se zaměřil na jejich skladovací věž Logimat. Jejím principem je vertikální skladování drobných výrobků na dvě systémové podložky (jedna vpředu a jedna vzadu) na jedné úrovni. Mezi sloupci systémových podložek se pohybuje elevátor se dvěma zakladači, které tyto podložky přemisťují k vychystávacímu místu. Zakladač (dále jen extraktor) je mechanismus s řetězovými převody. Ty se vlivem používání opotřebovávají a v konečném důsledku mohou způsobit poruchový stav stroje. Cílem každého stroje je pracovat co nejdéle, s co nejmenšími provozními náklady a s co nejlevnější údržbou. Každé zastavení stroje způsobuje finanční i časové ztráty. Pro dokonalou a maximálně efektivní práci stroje je třeba minimalizovat tyto prostoje. Z tohoto důvodu je v této diplomové práci řešena problematika daného mechanismu se zaměřením na řetěz sekundárního převodu. Používaný řetěz je třířadý, značky Challenge a typ Triplex 10B-3. V důsledku jeho opotřebování se snižuje účinnost mechanismu, zvyšují se nepřesnosti chodu a tedy i celé soustavy. Proto bude řetěz testován na prodloužení a bude kontrolováno napnutí. Testy prodloužení i napnutí řetězu budou opakovány pravidelně, po určitém počtu pracovních cyklů na zkušebním zařízení, kterým je zkušební konstrukce věže LogiMat. Z naměřených hodnot budou sestaveny grafy s křivkami opotřebením řetězů. Na základě těchto výsledků budou řešeny návrhy dalšího nakládání s řetězy.

2. Teoretická část

2.1. Řetězy

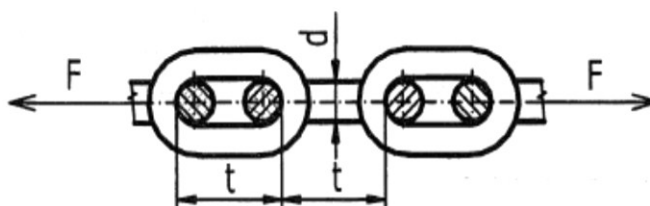
Řetězy jsou normalizované strojní součásti. Vyrábějí se hromadně a v určitých rozměrech. Základním rozměrem je rozteč t jednotlivých článků.

Podle použití rozlišujeme řetězy na [1] :

- Zdvihací – slouží k zdvihání břemen. Používají se pro velmi malé obvodové rychlosti, např.: zdvihací části kladkostrojů, jeřábů, nákladních výtahů a stavebních strojů.
- Závěsné – používají se k uvazování těžších součástí nebo obrobků u obráběcích strojů. Konce těchto řetězů jsou opatřeny háky, třmeny nebo oky.
- Transportní – pracují při vyšších obvodových rychlostech. Slouží k přemísťování nákladů uložených na nosných částech strojů. Použití u eskalátorů, dopravníků, textilních a zemědělských strojů.
- Převodové – používají se jako převody hnacích agregátů strojů nebo jako rozvodové řetězy, které přenáší pohyb a síly motoru mezi jednotlivými částmi stroje. Použití jako náhon vačkové hřídele spalovacího motoru, alternátoru a chladicí pumpy. Tyto řetězy pracují při nejvyšších obvodových rychlostech, proto vyžadují přesnější výrobu i montáž.

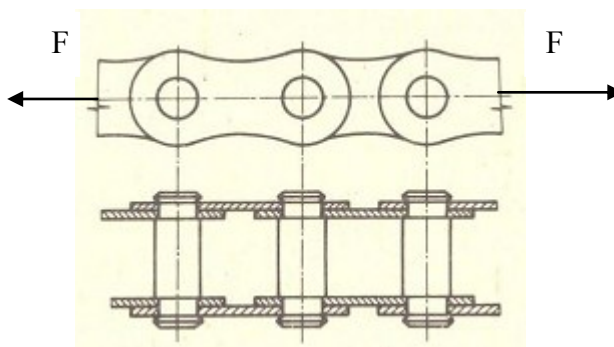
Podle provedení rozlišujeme tyto řetězy [1] :

- Článekové řetězy – použití jako závěsné nebo zdvihací řetězy. Vyrábí se s krátkými články (ČSN 02 3221) nebo dlouhými články (ČSN 02 3222)



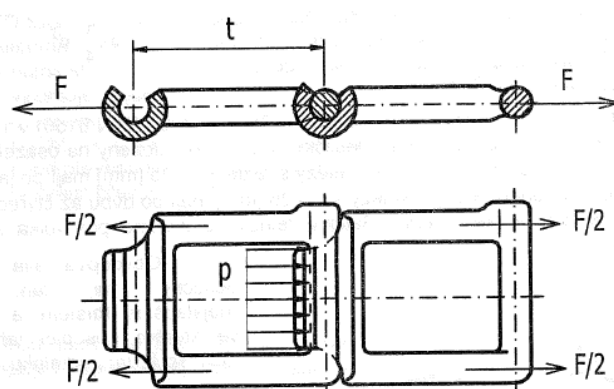
Obr. 2.1 Článekový řetěz [1]

- Gallův řetěz – je normalizován v 17 velikostech článků (ČSN 02 3330) s roztečemi $t = 10$ až 120 mm. Ve stykových plochách destiček a čepů dochází ke značnému opotřebení vlivem vzájemného natáčení mezi sebou. To způsobuje tzv. vytažení řetězu. Pro dostatečnou životnost řetězu by neměla být překročena hodnota obvodové rychlosti $v = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, která je rozhodujícím faktorem. Používá se jako zdvihací řetěz u velkých zatížení.



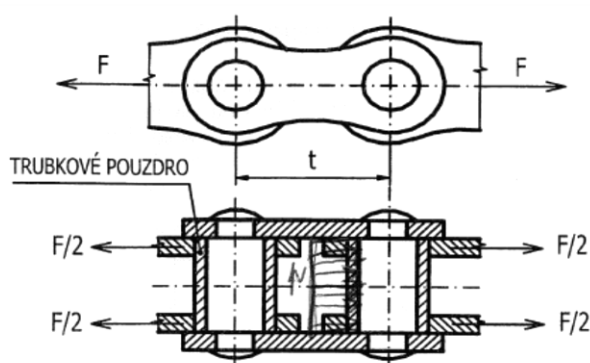
Obr. 2.2 Gallův řetěz [2]

- Ewartův řetěz – je normalizován v 10 velikostech článků (ČSN 02 3372) s roztečemi $t = 20$ až 125 mm. Řetěz je na jedné straně opatřen válcovým čepem a na druhé straně hákovitou objímkou. Natáčení probíhá na těchto dvou částech, které tvoří větší plochu, než je plocha u Gallova řetězu. Proto může tento řetěz pracovat při vyšší obvodové rychlosti při zachování dostatečné životnosti. Je hlučný a méně přesný. Používá se u zemědělských strojů jako transportní řetěz.



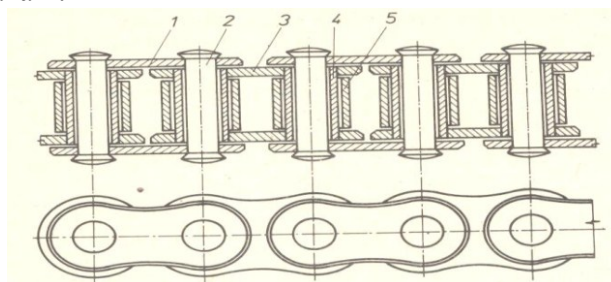
Obr. 2.3 Ewartův řetěz [1]

- Pouzdrový řetěz – jeho konstrukce se skládá z vnějších destiček, které jsou nalisovány na čepy a vnitřních destiček, které jsou nalisovány na trubkových pouzdrech, která se volně otáčejí na čepích. Styk a natáčení se dějí na velké ploše mezi čepem a pouzdrem. Řetěz se dále rozděluje na pomaluběžný a rychloběžný.
 - Pomaluběžný (ČSN 02 3329)- jen jako jednořadý, pro velké síly a rychlosti do 3 m/s. Použití jako transportní řetěz.
 - Rychloběžný (ČSN 02 3321) – s roztečí $t = 9,526$ mm. Bývá až trojřadý. Pro rychlosti 6 až $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, při dobrém mazání i $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. používá se jako hnací nebo rozvodový.



Obr. 2.4 Pouzdrový řetěz [1]

- Válečkový řetěz – je to nejrozšířenější a nejpoužívanější řetěz uplatňující se skoro ve všech oblastech převodů. Jsou normalizované (ČSN 02 3311 – DIN 8187) jako jednořadé, dvouřadé i trojřadé. Konstrukce je podobná jako u pouzdrového řetězu, avšak tento má navíc na pouzdře volně navlečen otočný dutý váleček, který zamezuje smýkání pouzder řetězu po zubech řetězového kola. Dochází k odvalování a tedy i zmenšení tření a následnému opotřebení. To přináší značnou trvanlivost řetězu. Navíc se tím i snižuje hluk při záběru kola do řetězu. Pracuje až do rychlosti $25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ při dobrém mazání.



1. Vnější destička
2. Čep
3. Vnitřní destička
4. Pouzdro
5. Otočný dutý váleček

Obr. 2.5 Válečkový řetěz [2]

- Další řetězy – čepové, dopravní, Fleyrovy, zubové, lamelové (variátorové)

2.2. Řetězový převod

Řetězové převody se používají k přenosu malých až středních výkonů, tj. do 1[MW], mezi nepříliš vzdálenými rovnoběžnými hřídeli, kde by ozubená kola vycházela příliš velká. Na rozdíl od řemenových převodů řetězové převody mohou přenášet větší zatížení a mají několikanásobně vyšší životnost, ale svými vlastnostmi se nevyrovnají převodům s ozubenými koly. Řetězové převody se užívají ve všech oborech strojírenství. [1]

Výhody:

- bezpečný přenos obvodové síly tvarovou vazbou, tedy bez skluzu
- dobrá účinnost, až 98% řetěz není citlivý k pracovnímu prostředí (teplota, vlhkost, prach)
- snadná montáž a výměna řetězu
- velká trvanlivost

Nevýhody:

- zvětšování délky řetězu opotřebením a následné nutné dodatečné napínání řetězu
- nutná stavitelná vzdálenost hřídelů nebo použití napínací kladky
- vyžaduje přesnou montáž, zejména nastavení rovnoběžnosti hřídelů a řetězek vůči sobě
- použití jen pro rovnoběžné hřídele
- hlučnost převodu
- polygonový efekt

Vlastnosti řetězových převodů

Přírozenou, avšak nežádoucí vlastností řetězových převodů je nerovnoměrný chod. Nepříznivá kinematika řetězového převodu plyne z natáčení tuhých článků řetězu v kloubech při navinutí řetězu na řetězové kolo. Při dotyku článku řetězu a řetězového kola dochází k vychýlení článku. Tato vychýlení jsou ve směrech nahoru a doleva. Periodické zdvihání a klesání řetězu způsobuje jeho příčné kmitání, tzv. házení řetězu. Navíc na začátku záběru dalšího článku, se článek pohybuje dolů a zub kola nahoru. Dochází k nárazům kloubů do den a boků zubů kola, které způsobují hlučnost převodu a poškozují klouby řetězu a zuby kola. [1]

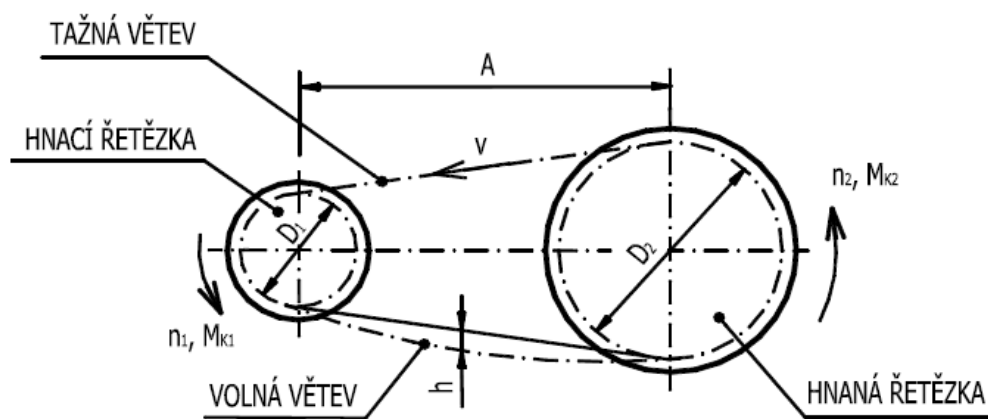
Druhy řetězových převodů

Podle druhu použitých řetězů se řetězové převody rozdělují na [3]:

- a) Převody s článkovými (svařovanými) řetězy – pro zdvihadla.
- b) Převody s kloubovými řetězy.
- c) Převody se zubovými řetězy.
- d) Převody s lamelovými řetězy – pro variátory.

Uspořádání řetězových převodů

Řetězové převody mohou pracovat jako reduktory i multiplikátory. S určitým omezením je lze uspořádat prakticky libovolně. Nejvýhodnější jsou jednoduché převody bez napínací ozubené kladky. Nejlepším uspořádáním řetězových kol je pak vodorovné se smyslem otáčení kol takovým, aby tažná větev hnacího řetězu byla nahoře a volná větev s průhybem h dole [1] (obr. 2.6).



Obr. 2.6 Schéma převodu [1]

Hnací řetěz se napíná mírně, aby průhyb volné větve h byl 1 až 2 % osové vzdálenosti. Příliš napnuté řetězy se v provozu zvýšeným třením zahřívají a teplotně se roztahují, což vyvolává neklidný chod a vznik možnosti jejich spadnutí z řetězových kol [1].

Mazání řetězových převodů:

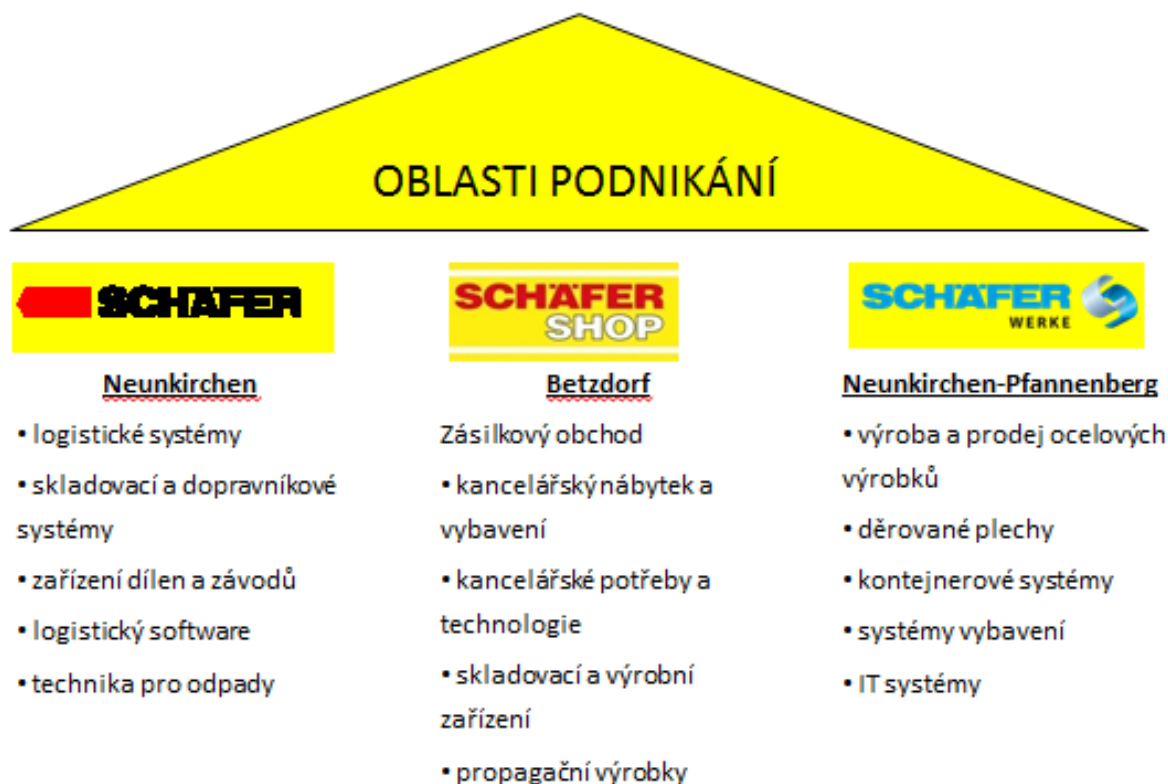
Způsob mazání záleží na rychlosti pohybu řetězu [9]:

- do $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je dostatečné mazání ruční olejničkou, kapací maznicí cca 4 až 12 kapek/ minutu
- do $7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ mazání olejem – kapací maznicí až 20 kapek/ minutu, olejovou lázní
- do $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ přivádíme olej na řetěz tlakovým mazáním tryskami na větev řetězu
- nad $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ musí být řetěz zakryt krytem, v olejové lázni musí být zuby ponořeny v 1/3 olejové lázně, popřípadě olejovou mlhou [6].

3. Představení společnosti SSI Schaefer



SSI Schaefer [4] je německá rodinná firma založena v roce 1937 panem Fritzem Schaeferem. V začátcích vyráběl přepravky doma v garáži. Dnes je firma po více, než 70 letech rozšířena po celém světě s více než padesáti pobočkami. Má šestnáct výrobních závodů. SSI je vedoucím dodavatelem na trhu plánování a zavádění integrovaných logistických systémů a také významný dodavatel moderních konceptů pro nakládání s odpady. Firma se zabývá kompletním skladováním a dopravou materiálu. S podílem asi 60 % je lídrem celosvětového trhu v oboru logistických systémů. Nabízí nejen sortiment skladovacích prvků, jako jsou robustní stohovací přepravky, ale i kontejnery a komplexní regálové a skladovací systémy. Společnost SSI Schaefer se řadí mezi největší světové dodavatele komplexních řešení a výrobce komponentů v těchto odvětvích:



- Logistické systémy – bezpapírové třídění objednávek, manipulační systémy a roboti, automatizované skladovací systémy



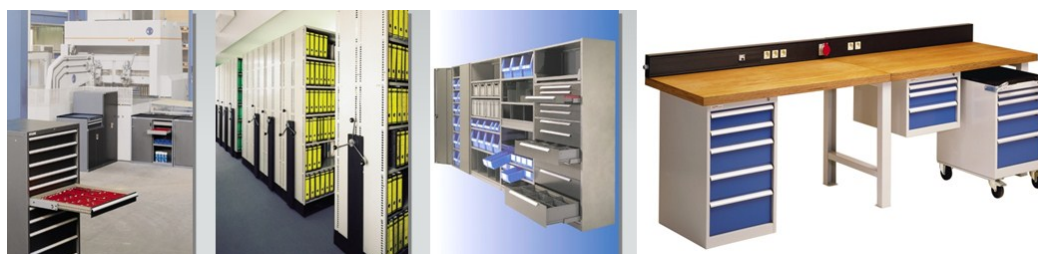
Obr. 3.1 Schaefer Orbiter system [5]

- Skladovací a dopravníkové systémy – paletové zakladače, mobilní regálové systémy, skladovací věže



Obr. 3.2 Program horizontálních a vertikálních dopravníků [5]

- Zařízení dílen a závodů – pracovní stoly, skříně, ukládací regály, zásuvky



Obr. 3.3 Zařízení dílen a závodů [5]

- Kancelářské zařízení budov – sedací nábytek, lavicové systémy, skladovací prostory



Obr. 3.4 Kancelářské zařízení budov [5]

- Technika pro odpady – sortiment se skládá od malých popelnic po velké kontejnery



Obr. 3.5 Technika pro odpady [5]

3.1. SSI Schaefer Hranice

Hranická pobočka vznikla v roce 1996. Hranice byly vybrány jako ideální poloha pro pobočku ve střední Evropě. Na Tovární ulici se nachází jeden z 16 výrobních závodů společnosti, konstrukce, vývoj a expedice. Začínalo se s jednou halou (Obr. 3.6), s 87 zaměstnanci.



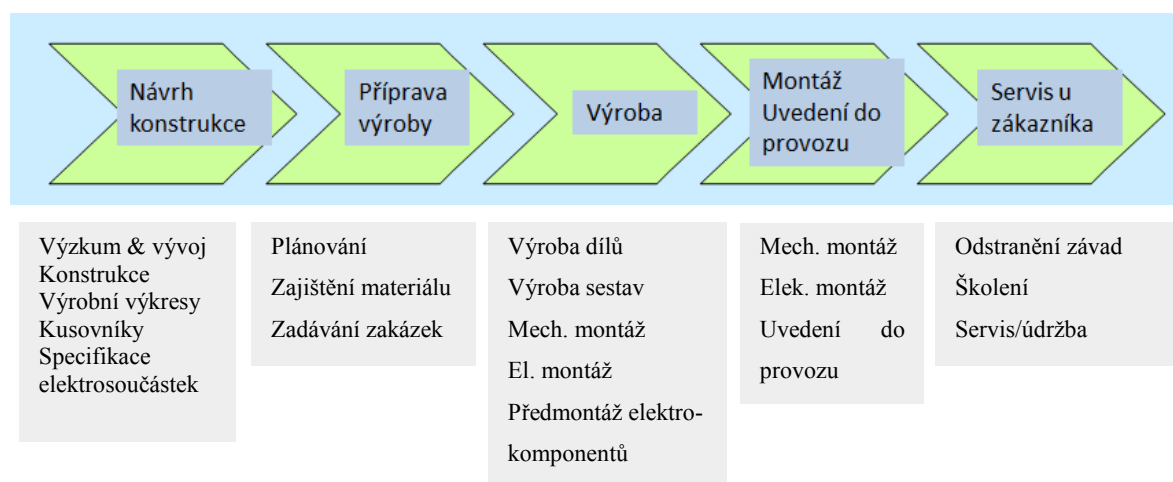
Obr. 3.6 První hala Hranické pobočky [5]

Postupem času, jak se rozvíjela výroba a tehdejší kapacity již nestačily, dokupovaly se stroje, přibírali se noví zaměstnanci, přikupovaly se nové prostory. Všeobecně se dá říci, že hranická pobočka měla expanzivní nárůst. V roce 2014 se přikoupila zatím poslední hala č. 10 a bude se stavět přístřešek haly 6. Celkově tedy přibude 6500 m². Od založení se pobočka rozrostla z 13 000m² na 50 500 m². A počet zaměstnanců se zvýšil z 87 na 1 153.



Obr. 3.7 Celý komplex SSI Schaefer Hranice [5]

V Hranickém závodě se nachází veškerá oddělení, která souvisí s výrobou, montáží i servisem (Obr. 3.8)



Obr. 3.8 Struktura hranického výrobního závodu [5]

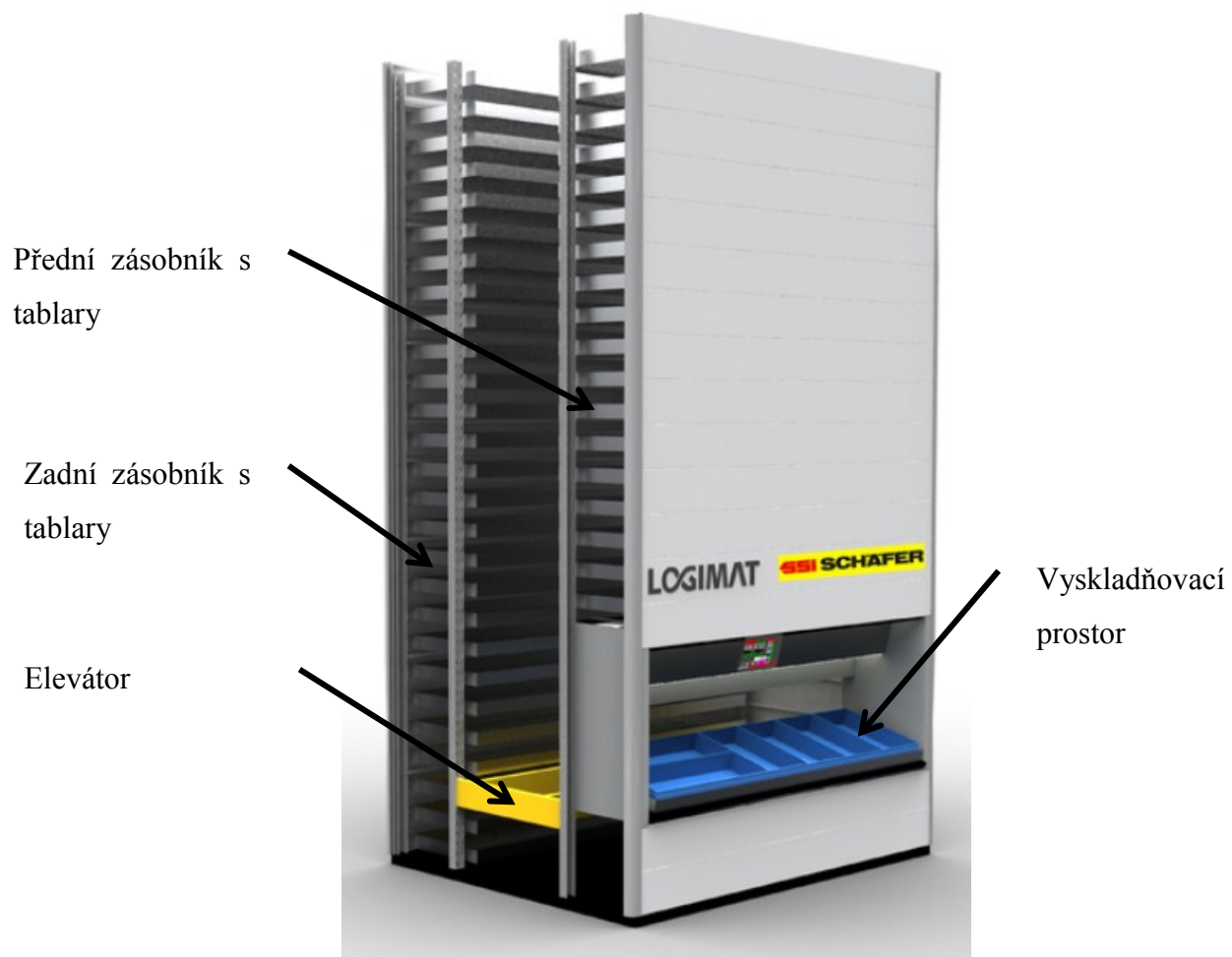
3.2. Představení skladovací věže LogiMat

LogiMat®[5] je automatizované skladovací a vychystávací zařízení, které značně zvýší výkonnost skladu a efektivitu a flexibilitu skladovacích a vychystávacích procesů s využitím minimálního prostoru. Systém LogiMat® od společnosti SSI SCHAEFER lze použít jako samostatný systém nebo jako součást automatické aplikace pro skladování, podávání a vychystávání drobných dílů. LogiMat® funguje na principu «zboží k obsluze». Tato věž má mnoho doplňujících funkcí:

- LogiPointer - systém laserového ukazovátka pro identifikaci místa vyskladnění
- LogiLift - provozní otvor s možností průběžného nastavení výšky
- LogiTilt - sklopný mechanismus pro ergonomický odběr zboží a snížení hloubky nutné k jeho dosažení
- LogiSafe - elektricky poháněné dveře na zámek, ideální pro cenné zboží
- LogiGuard - ochrana operačního prostoru pomocí světelných závor
- LogiMate - vychystávací vozík, který může být propojen s počítačem a vybaven světelnými indikátory Pick-to-Light

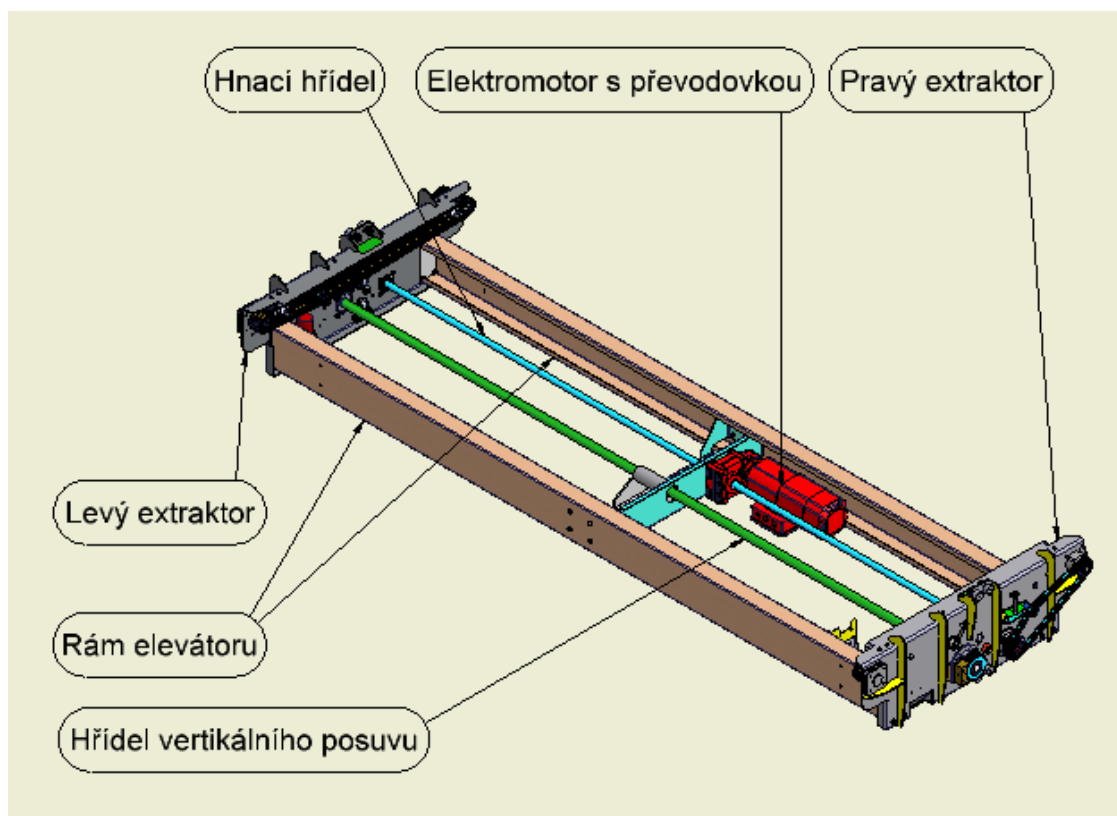


Obr. 3.9 Skladovací věž LogiMat [5]



Obr. 3.10 Průřez skladovací věže [5]

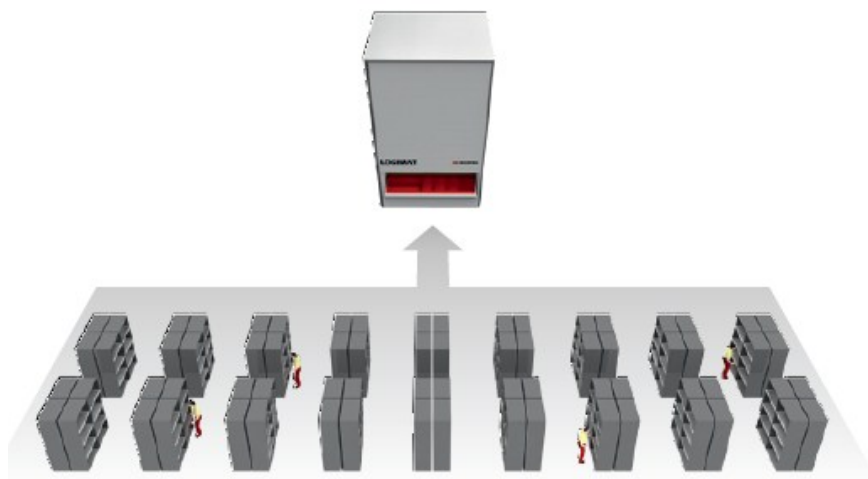
Na Obr. 3.10 lze vidět průřez skladovací věží LogiMat. Elevátor (Obr. 3.11) se posouvá vertikálně a vysouvá námi zvolené zásuvky (tablary) a dopravuje je do vyskladňovacího prostoru. Přímé vysouvání tablarů se uskutečňuje pomocí extraktorů. Na každé straně je jeden, zrcadlově otočený. Pohyb extraktoru je ovládán elektromotorem s převodovkou přes hnací hřídel.



Obr. 3.11 Model elevátoru [5][A]

Výhody:

- ušetření až 90% úložného prostoru ve srovnání s konvenčními skladovými systémy
- modulární stavba se uzpůsobí požadavkům zákazníka
- kompaktní konstrukce snižuje spotřebu energie a náklady na skladování
- zvyšuje rychlost vychystávání o šesti až desetinásobek díky automatizaci procesů
- snižuje vedlejší časy až o 70%
- snižuje chybovost vychystávání díky počítačem řízenými procesy
- zvýšení výkonu až o 20% díky ergonomii zařízení



Obr. 3.12 Princip funkce LogiMat [5]

3.2.1. Princip vertikálního skladování

Skladovací věž LogiMat využívá uskladnění zboží na dvě systémové podložky (jedna vpředu a jedna vzadu) na jedné úrovni. Mezi sloupci systémových podložek se pohybuje zakladač, který tyto podložky přemísťuje k vychystávacímu místu.

Tento vychystávací systém SSI SCHÄFER je považován za perspektivní a velmi uživatelsky přívětivý. S jeho ergonomicky promyšlenými prvky patří LogiMat do programu výrobků označených ergonomics@work® (tzv. ergonomické pracoviště). Velké množství doplňkových funkcí nabízí zákazníkům vysokou flexibilitu a přestavitelnost. Sofistikovaný SPS řídicí systém může být kombinovaný s LogiSoftem a/nebo bezproblémově propojen se stávajícím řídicím systémem.

LogiSoft je počítačový software k řízenému skladování s mnoha variantami nastavení:

- LogiSoft BASIC - základní program k řízení jedné věže LogiMat
- LogiSoft ADVANCED - softwarové řešení pro skladování výrobků v jedné nebo více věžích LogiMat

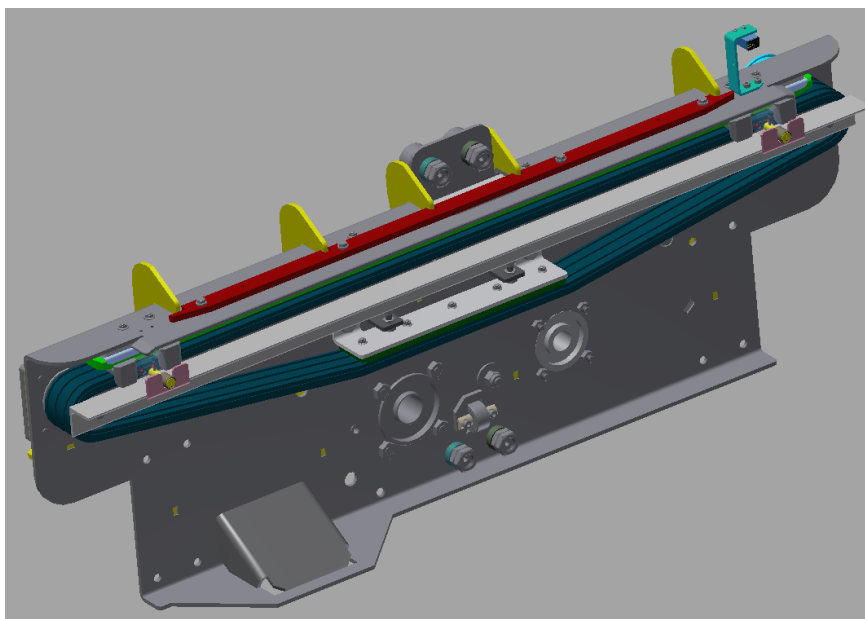
- LogiSoft CONNECT - Bezpečné softwarové řešení pro jeden nebo více systémů LogiMat® s napojením na vyšší úroveň systému ERP
- LogiSoft ENTERPRISE - umožňuje správu více samostatných skladovacích celků a zajišťuje plynulý tok zboží
- LogiSoft DRIVER - tento softwarový ovladač lze použít ke spolehlivému a efektivnímu ovládání systému LogiMat® a to i za použití softwaru třetí strany

4. Posouzení současného stavu

V současné době je používán řetěz Challenge Triplex. Během provozu byly zjištěny vûle v řetězu při krátké době jeho použití. Je to známkou toho, že řetěz je namáhán více, než je jeho dovozené zatížení nebo při jeho provozu vzniká jiné zatížení, které zkracuje dobu životnosti. V dalších částech diplomové práce proto bude řešena problematika opotřebování sekundárního řetězu.

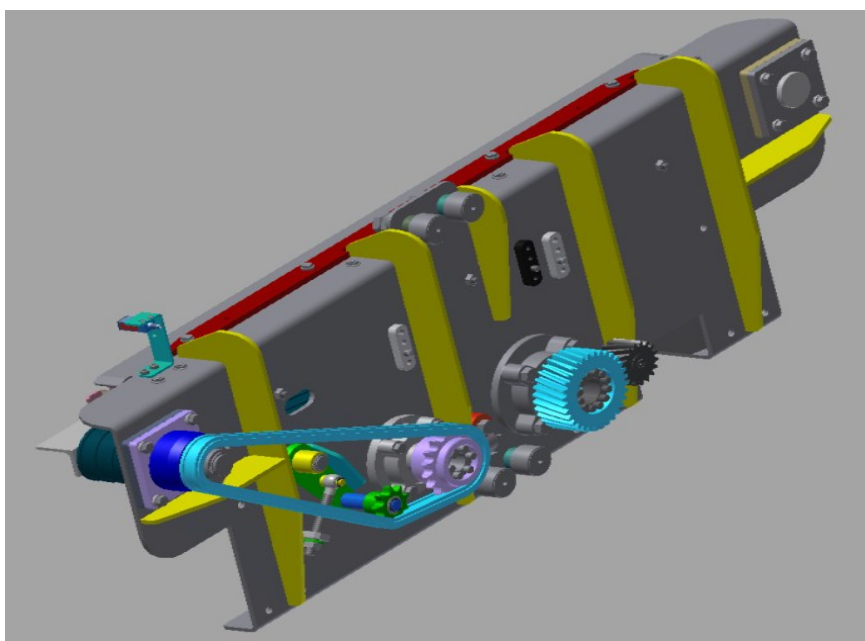
4.1. Řetězový pohon extraktoru

Extraktor (Obr. 4.1) je mechanismus, který vysouvá tablar, který vyjíždí a zajiždí ve skladovací věži do zásobníku s dalšími tablar. Základem mechanismu je řetězový převod, který převádí rotační pohyb hnací hřídele z elektromotoru na přímočarý pohyb tabláru. Hlavní části řetězového pohonu extraktoru jsou: elektromotor s hnací hřídelí, primární řetězový převod (Obr. 4.2) a sekundární řetězový převod (Obr. 4.3).



Obr. 4.1 Model extraktoru

Zadní část extraktoru s primárním řetězovým převodem (Obr. 4.2)



Obr. 4.2 Primární řetězový převod

Přední část extraktoru se sekundárním řetězovým převodem (Obr. 4.3)



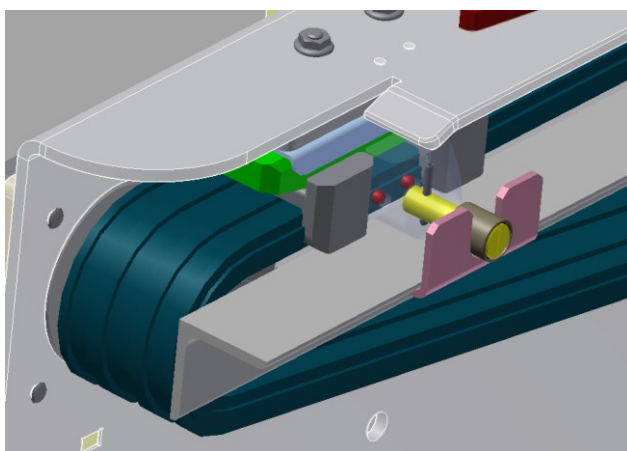
Obr. 4.3 Sekundární řetězový převod

Princip činnosti

Elektromotor je zdroj krouticího momentu, který je přenášen na řetězové kolo hnací hřídelí na primární řetěz, kde se mění krouticí moment na tahovou sílu, a tedy i na tahové napětí. Primární řetěz je spojen se sekundárním řetězem, který pohání pomocí dvou unášeců připojených na sekundární řetěz tablar. Při manipulaci s tablarem dochází ke značnému namáhání čepových unášeců vlivem horizontálních sil, které vznikají v místech dotyku tabláru a unášeče. Tyto síly jsou přes unášeče přenášeny na řetězový převod. V důsledku těchto nepříznivých radiálních sil je řetěz namáhán radiálně, což je nevhodné. Řetěz je navrhován, aby přenášel jen axiální zatížení.

4.2. Definování nejvíce namáhaných míst

Nejvíce namáhaná místa jsou v oblasti dotyku tablaru a unášeč. Vlivem pohybu tablaru dochází k vyvození radiálních sil na unášeči (Obr. 4.4), které se přenášejí na řetězové kolo a na řetěz sekundárního řetězového převodu. Dotyková část unášeče s tablárem je složena z čepu s kluznými pouzdry. Ke styku ploch kluzného pouzdra a čepu dochází při zachycení tablaru unášečem. Tyto plochy se o sebe třou a dochází k tvarovým deformacím. Při nárazu se vrstva maziva přeruší a dojde ke kontaktu a deformaci obou součástí. Tyto jsou vyměnitelné.



Obr. 4.4 Unášeč

4.3. Definování nejvíce namáhaných součástí

Nejvíce namáhané součásti jsou v místech, kde dochází k největšímu namáhání (viz. kapitola 4.2.) Tedy unášeč tablaru a sekundární řetěz.

Nejvíce namáhané součásti:

- Čep s kluzným pouzdrem – v místě dotyku tablaru a unášeče vznikají radiální síly
- Řetěz sekundárního převodu - na řetězu se projevuje radiální zatížení od unášeče, dále je řetěz namáhán na axiální zatížení.

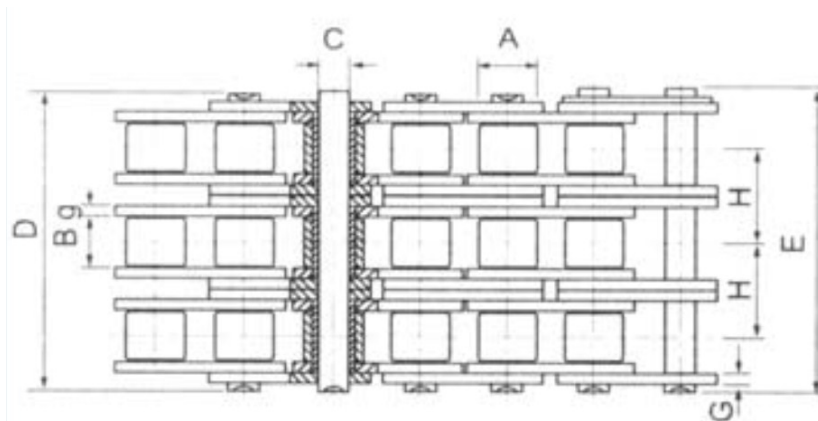
Axiální namáhání řetězu způsobuje jeho prodloužení. Dochází ke zvýšení vůle řetězu a nerovnoměrnému chodu. Součástí sekundárního řetězového převodu je i napínací kladka řetězu, pomocí které můžeme prověšení řetězu eliminovat. Avšak v konečném důsledku to není řešení problému, jen jeho dočasné odsunutí do doby, kdy bude prodloužení v takové míře, že řetěz bude nutno vyměnit.

5. Rozbor řetězu sekundárního převodu

Řetěz sekundárního převodu je od společnosti Challenge typ Triplex 10B-3 (Obr. 5.1)[B]. Jedná se o třířadý válečkový řetěz, složený ze 145 článků s roztečí článků 15,875 mm a celkovou délkou 2301,875 mm. Poslední článek je zkracovací. Hmotnost řetězu je 6,37 kg. Rozteč řetězových kol je 1054 mm. Při této vzdálenosti dochází vlivem vlastní hmotnosti řetězu k jeho prověšení. To eliminuje napínací kladka a vedení řetězu.

5.1. Zhodnocení použití současného řetězu Challenge Triplex

Aktuálně používaný válečkový řetěz Challenge Triplex 10B-3, jehož rozměry a vlastnosti jsou popsány v tab. 5.1, byl během používání kontrolován na prodloužení. Bylo zjištěno, že řetěz byl prodloužen.



Obr. 5.1 Parametry řetězu [8]

Tabulka č. 5.1 Parametry řetězu [B]

Označení řetězu		Rozteč	Průměr vál.	Vnitřní šířka	Čep			Destička článku		Příčná rozteč	Minim. pevn.	Průměr. pevn.	Průměr. hmot.
		P	A	B	C	D	E	g	F	H	kN	kN	kg/m
5/8" x 3/8" III	10B-3	15.875	10.16	9.65	5.08	52.70	54.10	1.70	14.70	16.59	66.7	84.5	2.77

Na řetěz působí horizontální síly od unášече spolu s axiálními silami od zatížení tablárem. Problémem je značné prodloužení řetězu během provozu extraktoru. Při konstrukci byl navržen řetěz Challenge Triplex 10B-3. Pro eliminaci horizontálního zatížení je podél horizontální dráhy řetězu namontováno vedení, které nejen řetěz udržuje ve správném směru a poloze, ale i chrání řetěz před horizontálním radiálním zatížením. Toto vedení slouží jako eliminační prvek horizontálního radiálního zatížení.

5.1.2. Kontrola řetězu proti přetržení

Pro kontrolu řetězu proti přetržení postupují dle výpočtů [1]

Výsledná tahová síla v tažné větvi řetězu F_1 je složena ze součtu dílčích sil. F – přenášená obvodová síla, F_C – tahová složka od odstředivé síly a F_m - tahová složka od tíhy řetězu.

$$F_1 = F + F_C + F_m$$

Přenášená obvodová síla F

$$F = \frac{P_1}{v}$$

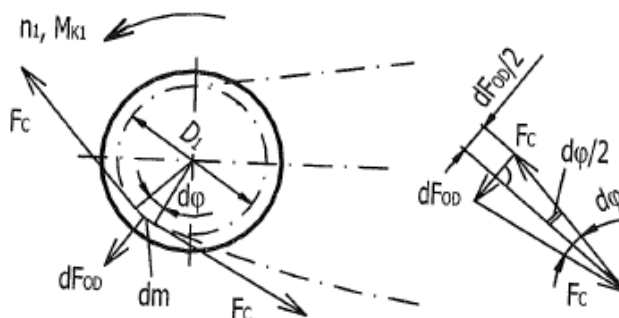
$$F = \frac{800}{0,4}$$

$$F = 320N$$

Odstředivá síla elementu řetězu dF_{OD} délky dl , hmotnosti dm , pohybující se na řetězce o průměru D_1

$$dF_{OD} = dm \cdot \frac{v^2}{\frac{D_1}{2}} = m_1 \cdot dl \cdot \frac{v^2}{\frac{D_1}{2}} =$$

$$= m_1 \cdot d\varphi \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \frac{v^2}{\frac{D_1}{2}} = m_1 \cdot d\varphi \cdot v^2$$



Obr. 5.2

Tahová složka F_C od odstředivé síly F_{OD}

$$F_C = \frac{dF_{OD}}{2 \cdot \sin \frac{d\varphi}{2}} = \frac{m_1 \cdot d\varphi \cdot v^2}{2 \cdot \frac{d\varphi}{2}} = m_1 \cdot v^2$$

$$F_C = 2,77 \cdot 0,4^2$$

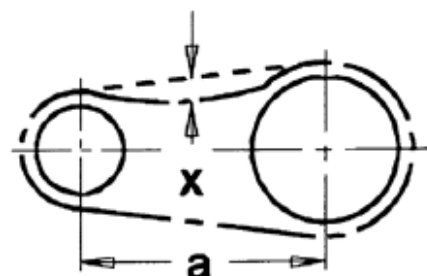
$$F_C = 0,4432N$$

Průhyb řetězu h

Pro hodnotu $a = 1054$ mm analogicky volím hodnotu mezi 49 a 61 mm:

$$x = 49 + \left[\frac{(61-49)}{250} \right] \cdot 54 = 51,6\text{mm}$$

Dle tabulky č. 5.2 z výpočtového návrhu válečkového řetězu [9][E] volím průhyb řetězu $h = 52\text{mm}$.



Obr. 5.3

Tabulka č. 5.2

osová vzdálenost a (mm)	100	250	500	750	1 000	1 250	1 500	1 750	2 000	2 250	2 500
Průhyb x	3	11	23	36	49	61	74	87	105	112	125

Tahová složka od tíhy řetězu F_m

$$F_m \cdot h = G \cdot \frac{A}{4}$$

$$F_m \cdot h = m_1 \cdot \frac{A}{2} \cdot g \cdot \frac{A}{4}$$

$$F_m = \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g$$

$$F_m = \frac{2,77 \cdot 1,054^2}{8 \cdot 0,052} \cdot 9,81 = 72,57N$$

Výsledná tahová síla

$$F_1 = 320 + 0,4432 + 72,57$$

$$F_1 = 393N$$

Kontrola statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{F_A}{F_1} \geq 7$$

Maximální dovolené provozní zatížení $F_A=9530N$ [D]

$$k_s = \frac{9530}{393} \geq 7$$

$$k_s = 24,25 \geq 7 \text{ VYHOVUJE}$$

Kontrola dynamické bezpečnosti

$$k_D = \frac{F_A}{F_1 \cdot Y} \geq 5$$

hodnotu součinitele rázu volím dle tabulky č. 5.3 [9][E] $Y = 2,5$ pro hnací stroje převodované

Tabulka č. 5.3 - Součinitel rázu Y [9][E]

Hnané stroje	Hnací stroje - Součinitel rázu "Y"											
	Elektromotory	Spalovací motory						Turbíny			Píst. parní stroje	Transmise
		pomaloběžná		rychloběžná				vodní		pamí		
		1 vál.	2 vál.	2 vál.	4 vál.	6 vál.	rychl.	poma.				
Pístové pumpy 1 válec	2,0	5,0	4,0	3,5	3,0	2,6	2,5	3,5			2,5	
Pístové pumpy 2 válce	1,8	4,0	3,5	3,0	2,7	2,3	2,2	2,7				
Válcovací trať převodované	2,5											
Válcovací trať přímé	3,0											
Drtilci válců	2,0										2,0	
Kulové mlýny	1,8										1,8	
Troubové mlýny	2,0										2,0	
Kladivové mlýny	2,5		5,0	4,5	4,0	3,5					2,5	
Hnací stroje převodované	2,5											
Hnací stroje přímé	3,0											
Brusky na celulózu	1,8						2,2	3,0		3,5	1,8	
Nářasná síla	2,0		4,0	3,5	3,2	2,8				4,0	2,0	
Pěchovačky	2,0	5,0	4,0	3,5	3,2							
Misliční bubny	1,7	4,0	3,2	3,0	2,5	2,0						
Bagry	3,0			5,0	4,5	4,0				5,0		
Půdní frézy			5,0	4,5	4,0					5,0		
Misliče	1,6										1,6	
Dopravníky pro sypký materiál	1,5	3,0	2,8	2,5	2,2	2,0				2,8	1,5	
Dopravníky pro kusový materiál	2,0	4,0	3,5	3,0	2,7	2,0						
Zdvíhací	2,5	5,0	4,0	3,5	3,0	2,6						
Vidlicové zdvihací vozíky	3,0			4,5	3,5							
Důlní rumpály	2,5											
Generátory - velké zatížení	1,5		2,0				1,2	1,5	1,0	1,8	1,0	
Generátory - malé zatížení	1,0		2,8				1,7	2,5	1,5	2,0	1,5	
Transmise poháněné	1,5				2,3	2,0	2,0	2,5	1,5	2,5	1,5	

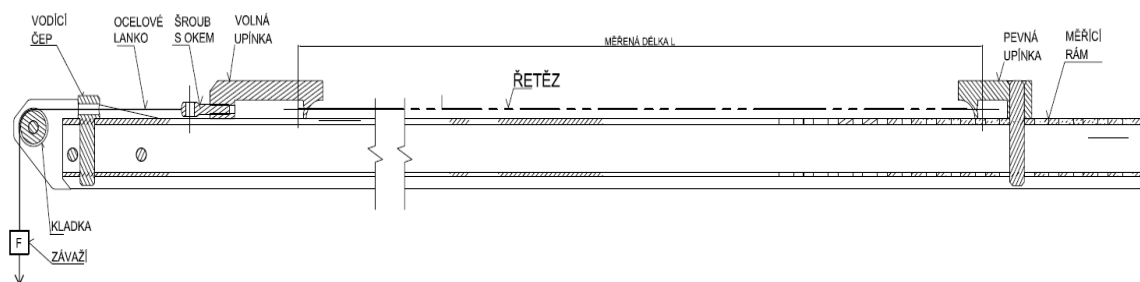
$$k_D = \frac{9530}{393 \cdot 2,5} \geq 5$$

$$k_D = 9,7 \geq 5 \text{ VYHOVUJE}$$

Řetěz vyhovuje kontrole proti přetržení

5.2. Kontrola prodloužení řetězu

První diagnostickou částí je kontrola řetězu na prodloužení. Tato kontrola se provádí po každých 40 000 ukončených cyklech extraktoru. Její podstatou je změřit rozpojený řetěz, který je připevněn k měřicímu rámu a zatížen závažím o hmotnosti $30\text{ kg} = 300\text{ N}$ (Obr. 5.4)[C].

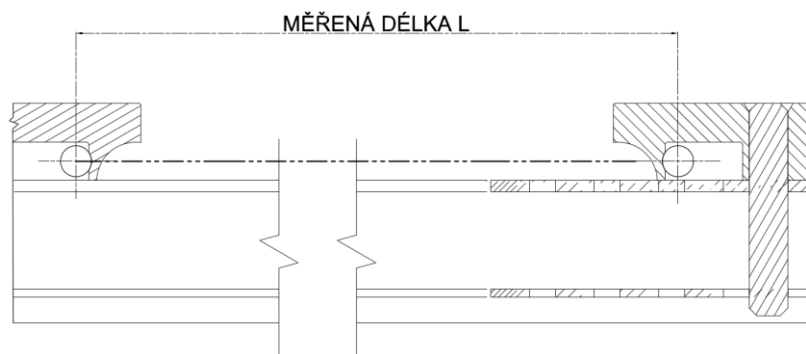


Obr. 5.4 Schéma měření prodloužení řetězu [C]

Během používání řetězu dochází k jeho prodloužení. Při složeném stavu je řetěz namáhán a působí na něj síly, které způsobují jeho prodloužení. Po rozpojení a demontování má řetěz tendenci se smrsknout vlivem pružných deformací materiálu, protože na něj přestane působit zatížení. Proto musíme při měření řetěz zatížit a napnout, aby byl opět namáhán a projevilo se jeho prodloužení. Řetěz se upíná mezi dvě upínky. Jedna je pevná, ukotvena čepem do rámu, druhá je volná. Každá z nich je opatřena záchytnými zuby, které zachycují řetěz. Měřicí rám je zhotoven z U-profilu. Do něj jsou vyvrtány díry, do kterých se vkládá čep pevné upínky. Do volné upínky se na jednom konci zašroubovává šroubem s okem, kterým je provlečeno ocelové lanko, které je dále vedeno kladkou. Na konci lanka je upevněno závaží vyvolující sílu 300 N , které napíná řetěz. Ten je upnut na koncových člancích. Proto měříme délku řetězu zkrácenou o půl rozteče na každé straně. Výchozí délka nového řetězu je $145 \times 15,875 = 2\,301,875\text{ mm}$. Měřená výchozí délka nového řetězu proto bude $2301,875 - 2 \times (15,875/2) = 2286\text{ mm}$.

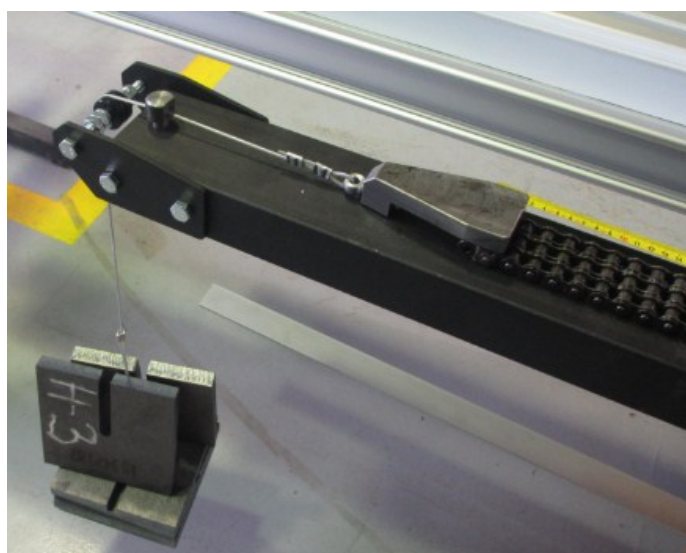
Postup měření

1. Upnutí řetězu mezi upínky (Obr. 5.6) – rozpojený řetěz rozložíme na měřicí rám. Jeden konec řetězu upneme do pevné upínky, tak aby zuby zapadly za válečky řetězu. Druhý konec řetězu upneme stejným způsobem do volné upínky.



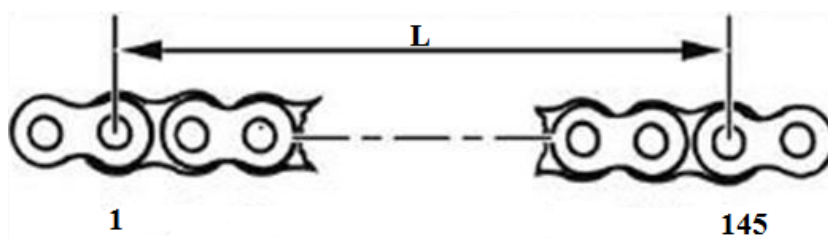
Obr. 5.6 Upnutí řetězu mezi upínky

2. Přípevnění závaží (Obr. 5.7) – Do volné upínky zašroubujeme šroub s okem, kterým je provlečeno ocelové lanko. Na druhý konec lanka, které vedeme skrz vodící čep a kladku, připevníme závaží o celkové hmotnosti 30 kg, které vyvodí tahové zatížení řetězu o velikost 300 N.



Obr. 5.7 Přípevnění závaží

3. Měření délky řetězu (Obr. 5.8) – po zavěšení závaží změříme délku řetězu od okraje prvního čepu po okraj posledního čepu. Referenční hodnota délky nezatíženého řetězu je 2286 mm. Budeme-li uvažovat, že každý čep a destička jsou uloženy v určité toleranci, můžeme říci, že vlivem těchto tolerancí a dále taky prostorem, který vznikne vytlačením maziva z prostoru mezi čepem a destičkou, může při zatížení dojít k prodloužení řetězu o tyto hodnoty délek. To znamená, že již nový řetěz může mít lehce přesáhnutou vypočtenou délku. V našem případě u 145 článků může být referenční délka řetězu o něco větší než 2286 mm.



Obr. 5.8 Měření délky řetězu

5.3. Zátěžový test řetězu

Pro zjištění povolení napnutí řetězu, tedy prodloužení, se provádí zátěžový test, který se opakuje při každých deseti tisících ukončených cyklech extraktoru tablaru věže LogiMat. Jeden cyklus se skládá z najetí tabláru na určitou pracovní polohu a zpět na počáteční polohu. Celkem je pět pracovních poloh. První pracovní polohou je najetí extraktoru na střed skladovací věže. Tedy přímo před zásobník s tabláry. Tato poloha slouží k zachycování a následnému vysouvání tabláru uložených nad sebou v zásobníku. Jedná se tedy o referenční polohu. Při této poloze je celý sekundární převod natočen tak, aby čepy unášeců byly natočeny přesně proti snímačům polohy, které jsou připevněny k rámu elevátoru. Když se tak stane, snímače se sepnou a řídicí systém zastaví polohování sekundárního převodu (Obr. 5.9).



Obr. 5.9 Referenční poloha

Druhou pracovní polohou bylo vysunutí tabláru ze zásobníku. Na začátku této pracovní polohy extraktor pootočí sekundárním řetězem a unášec na něj namontovaný najede do polohy pro zachycení tabláru. (Obr. 5.10)



Obr. 5.11 Zachycení tabláru unášečem

V další části manipulace s tablárem extraktor otáčí řetězem, dokud nenajede tablár do polohy vysunutí. (Obr. 5.12). Zachycení tabláru je uskutečněno pomocí prvního unášeče, který tablár táhne a způsobuje tahové napětí řetězu. V této poloze se tablár nachází uprostřed věže a je vertikálně dopravován do pracovní výšky, která je výchozí pro vyskládací polohu.



Obr. 5.12 Poloha vysunutí

Třetí poloha je vyskládávací. Tablár je pomocí druhého unášeče tlačén do přední polohy, která slouží k vyklápění tabláru a následnému vyskládávání zboží (Obr. 5. 13).



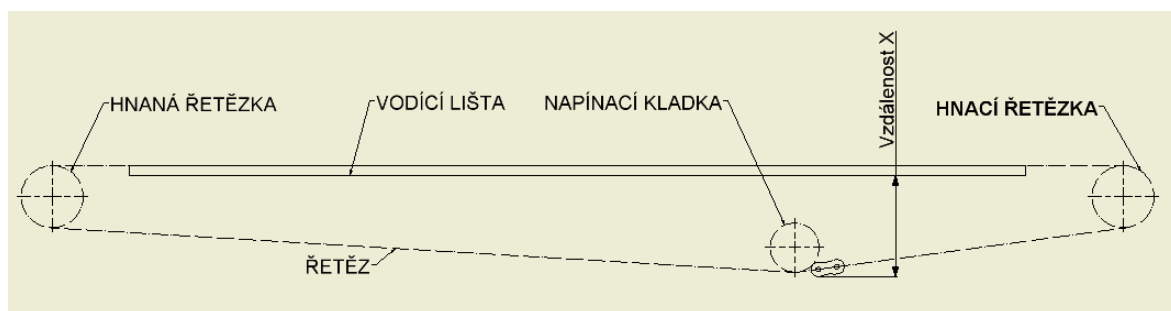
Obr. 5.13 Vyskládávací poloha

Do čtvrté polohy, která je stejná jako poloha druhá, tedy vysunutí, dopraví tablár opět druhý unášeč, avšak tažením. Po najetí do příslušné výšky dojde k zasunutí tabláru do zásobníku pomocí prvního unášeče tlačéním. Touto pátou polohou je cyklus manipulace tabláru extraktorem u konce.

Přestože unášeče tablár tlačí i táhnou, na sekundárním řetězu dochází převážně k tahovému napětí. Po zátěži řetězu deseti tisíci cykly je prováděn test řetězu zkoumající jeho napnutí.

Zátěžový test

Podstatou testu je zjistit, jak moc se řetěz natáhnul. Jestli dochází k jeho uvolnění a prověšení. Při tomto testu řetěz v určitém bodě zatížíme a změříme vzdálenost mezi dvěma body. Tyto body jsou přesně definované. Jedná se o vzdálenost mezi spodní hranou vodící lišty a spodní hranou článku řetězu. Spojnice těchto bodů musí být vertikální (Obr. 5.14). Proto se nejdříve najede s řetězem do takové polohy, aby bylo umožněno měření. Poté se změří vzdálenost klasickým svinovacím metrem k zhodnocení, zda je řetěz nastaven ve správné poloze a zda je celý řetězový mechanismus ve stejném stavu, jako při předchozím měření. Samotné měření se pak provádí pomocí posuvného měřítka, které má přesnější stupnici měření.



Obr. 5.14 Schéma měření zátěžového testu

Abychom mohli řetěz zatížit pokaždé přesně stejnou silou, musíme na něj zavěsit závěsnou váhu, díky které můžeme odečítat velikost zatížení na displeji. Zavěšení se realizuje pomocí stahovacích pásků. Dalším krokem je zatížení řetězu deseti kilogramy, které odpovídají 100N. Při tomto zatížení se měří již dříve popisovaná vzdálenost mezi dvěma body. Na váze se kontroluje hodnota zatížení. Po změření se hodnoty zapisují do tabulky. Celé měření se provádí ještě jednou znovu pro ověření správnosti celého postupu a změřených hodnot.

Postup měření

1. Najetí extraktoru do referenční polohy (Obr. 5.15) - pro uvolnění řetězu sekundárního řetězového převodu je nutno tablar nastavit do referenční polohy. Při referenční poloze je dostatek místa kolem extraktoru, aby mohlo být provedeno měření.



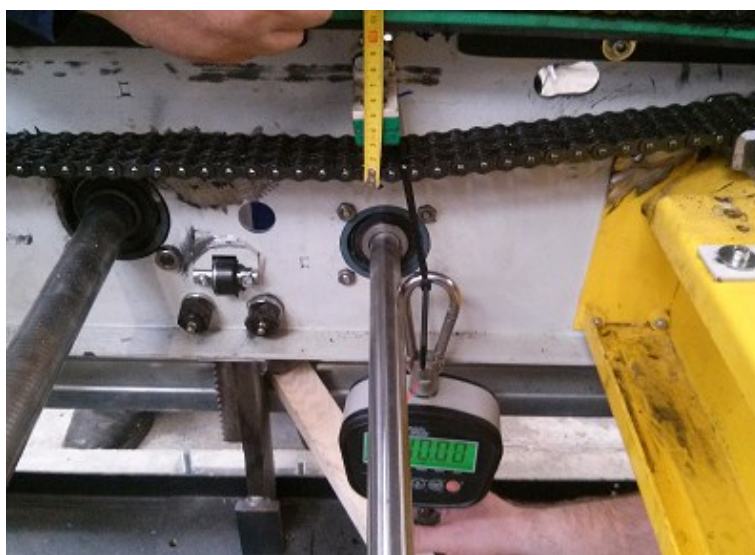
Obr. 5.15 Najetí extraktoru do referenční polohy

2. Přípevnění stahovacích pásků - co nejblíže místu měření se provleče stahovací pásek řetězem. Pokud by byl pásek upnut dále od místa měření, došlo by ke zkreslení výsledků, protože by nedošlo k úplnému místnímu napnutí v místě, kde dochází k měření.
3. Zavěšení závěsné váhy (Obr. 5.16) - pomocí otevírací karabiny připevníme závěsnou váhu na stahovací pásek a zapneme přístroj. Na displeji se objeví aktuální zátěž váhy. Někdy by mohla být nastavena na referenční váhu jinou, než je 0 kg. Proto musíme váhu vždy vyresetovat do hodnoty 0 kg.



Obr. 5.16 Zavěšení závěsné váhy

4. Zatížení řetězu (Obr. 5.17) - v tomto kroku se zatíží řetěz zatížením o velikosti 100N. Velikost zatížení se odečte z displeje závěsné váhy. Zatížení musí být konstantní po celou dobu měření. Pokud by zatížení kolísalo, došlo by ke zkreslení výsledků.



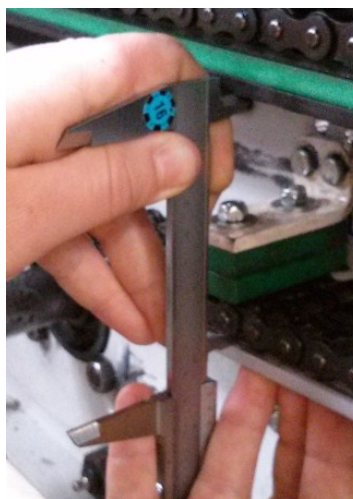
Obr. 5.17 Zatížení řetězu

5. Orientační měření (Obr. 5.18) – Po upevnění pásků, zavěšení váhy a následném zatížení, se provede kontrolní měření pomocí svinovacího metru s přesností 1mm. Jedná se o orientační měření, kdy se měří vzdálenost od spodní hrany vedení řetězu. Naměřená hodnota se porovná s hodnotami z předchozího měření. Pokud jsou hodnoty přibližně stejné, dává nám to informaci, že během provozu nedošlo v čase od posledního měření k žádné výrazné změně v sestavě sekundárního řetězového převodu. Pod touto změnou si můžeme představit výraznější opotřebení řetězu, tedy větší prověšení, uvolnění některých prvků v soustavě celého pohonu extraktoru, popřípadě jejich neúměrné opotřebení.



Obr. 5.18 Orientační měření

6. Přesné měření (Obr. 5.19) – Pokud orientační měření neukázalo vážnější změny v soustavě, můžeme přejít k měření přesnějšímu. Měřicí nástroj je posuvné měřítko, které má rozsah měření 0 – 150 mm s přesností 0,01 mm. Přesnější měření nám ukáže přesnější výsledky. Na jejich základě pak můžeme diagnostikovat řetězový pohon. Cílem je vyhodnotit velikost opotřebení řetězu, tvarovou a rozměrovou stálost celé soustavy pohonného mechanismu a prognózovat zbytkovou životnost řetězu, popřípadě stanovit výměnný interval řetězu.



Obr. 5.19 Přesné měření

Měřicí přístroj a pomůcky:

- Stahovací pásy:
- Závěsná váha: Scale House, model 0SCF300; maximální zatížení: 300 kg; minimální zatížení: 2 kg; přesnost měření 0,1 kg
- Svinovací metr:
- Posuvné měřítko: Somet, model Z600127 ST; přesnost měření 0,01 mm

Podmínky měření

Aby byly testy objektivní a přesné, mělo by se měřit za konstantních podmínek. Měření by měly provádět stejné osoby. Každý člověk by mohl měřit jiným způsobem, jiným postupem. To je nepřipustné. Mohly by se naměřit různé hodnoty. Měřit by se mělo stejnými přístroji. Pokud by docházelo k změnám přístrojů, mohly by být výsledky zkreslené nebo by mohla nastat chyba při měření. Každý přístroj pracuje s určitou chybou. Proto je třeba provádět měření v daných časových intervalech, oprávněnou osobou a stejnými přístroji.

6. Výsledky měření

Z naměřených hodnot byly sestaveny grafy. V grafech jsou křivky, které ukazují průběh prodloužení řetězů v závislosti na počtech cyklů, popřípadě průběh snížení napnutí řetězu v závislosti na počtech cyklů. Cílem těchto grafů je znázornit, jak byly v průběhu provozu tyto řetězy prodlouženy.

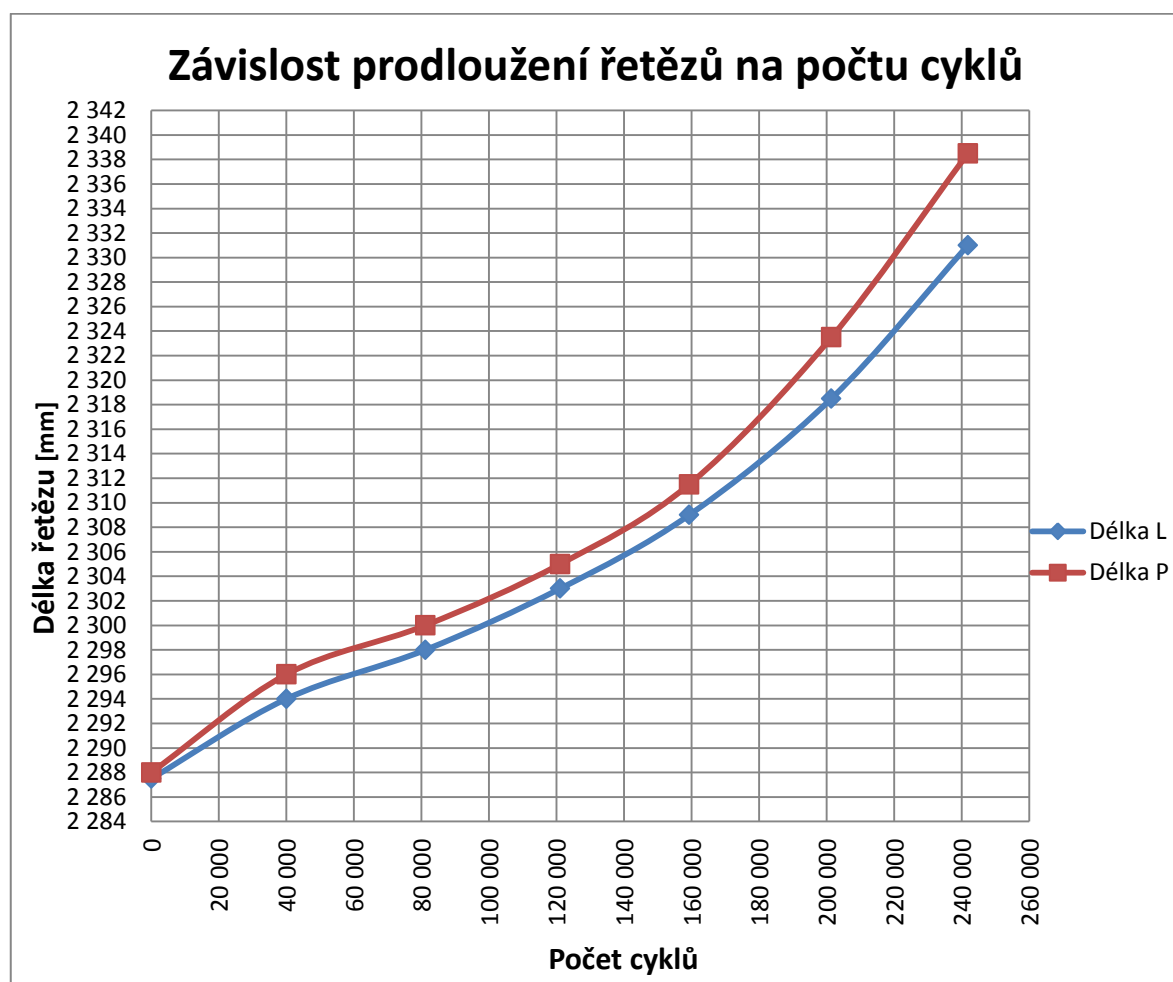
6.1. Výsledky měření prodloužení řetězu

Prodloužení řetězu bylo testováno přibližně po každých 40 000 ukončených cyklech. Měření v přesných rozmezích nebylo umožněno, protože stroj pracoval 24 hodin denně, tudíž k měření se přistupovalo v co možná nejkratších časových úsecích, které se blížily námi požadované hodnotě cyklů. Tento měřicí interval byl vydán v souladu s požadavky, které vydal konstrukční úsek SSI Schaefer. Měřily se vždy dva řetězy. Každý z jednoho extraktoru, které jsou součástí elevátoru. Tedy levý a pravý řetěz. Délka L označuje hodnoty naměřené na řetězu levého extraktoru. Délka P označuje hodnoty řetězu pravého extraktoru. Z tvarů křivek obou řetězů jasně vyplývá, že k prodloužení řetězu nejvíce dochází na počátku jeho provozu. To je následkem zabíhání řetězu. V druhé fázi životnosti řetězu dochází také k prodlužování řetězu, avšak s menší intenzitou. To je dáno tím, že zakalené a vytvrzené povrchy jednotlivých součástek řetězu se již tolik neotírají a nedochází k takovému prodloužení řetězu vlivem degradace materiálu. V poslední fázi technické životnosti řetězu nastává větší prodloužení vlivem vydření vytvrzených povrchů a v řetězu dochází k tření měkčích povrchů mezi sebou. To má za následek rychlejší opotřebování a tedy i prodloužení řetězu. Výsledky jsou uvedeny v Tabulce č. 6.1 a hodnoty jsou vyneseny do Grafu č. 6.1.

Tabulka č. 6.1

Číslo měření	Počet cyklů	Délka L [mm]	Délka P [mm]
1	0	2 287,5	2 288,0
2	40 004	2 294,0	2 296,0
3	81 205	2 298,0	2 300,0
4	121 114	2 303,0	2 305,0
5	159 312	2 309,0	2 311,5
6	201 433	2 318,5	2 323,5
7	241 843	2 331,0	2 338,5

Graf č. 6.1 – Závislost prodloužení řetězů na počtu cyklů



6.2. Výsledky zátěžového testu

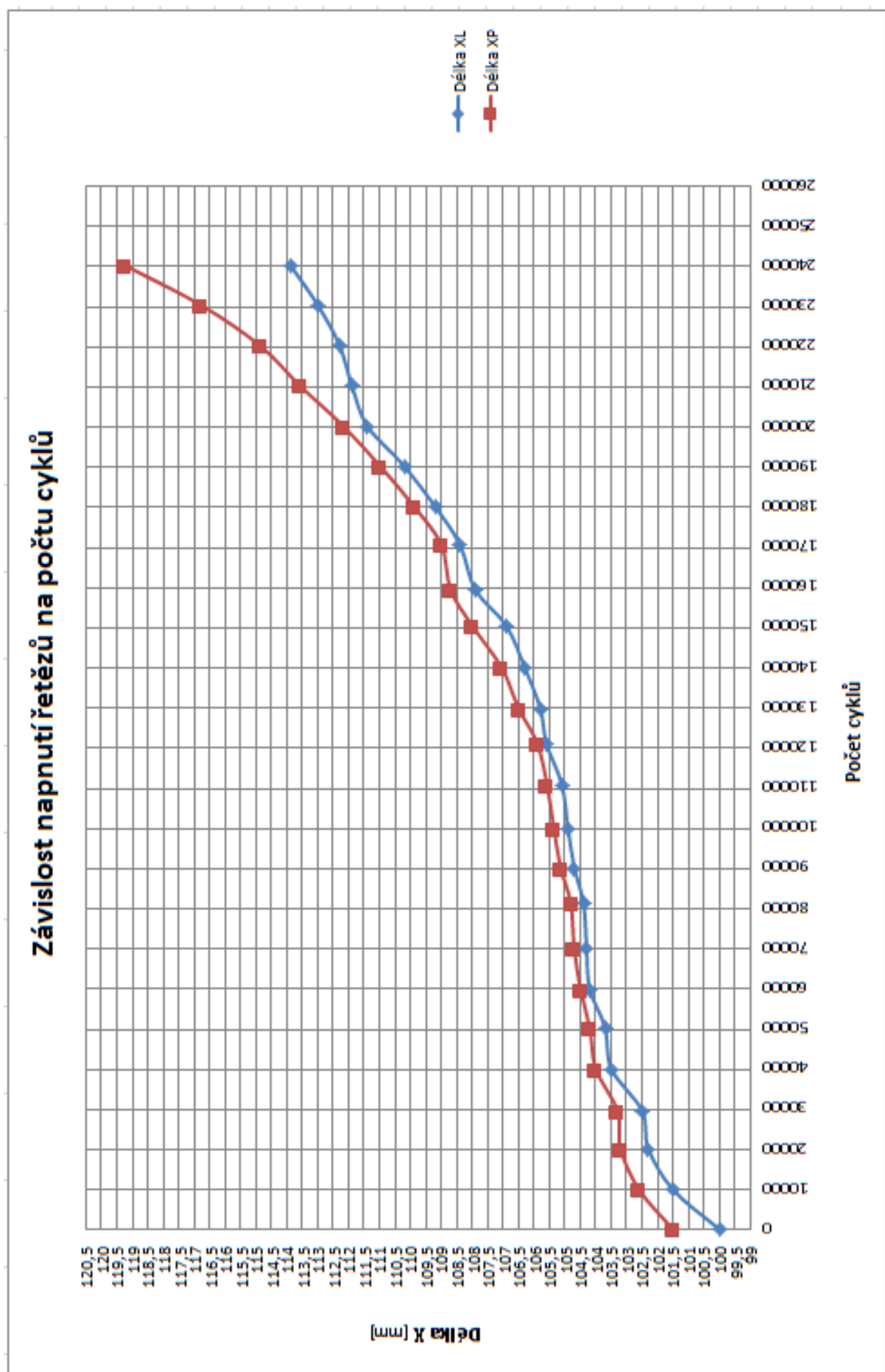
Kontrola napnutí probíhala přibližně každých 10 000 cyklů. Jak již bylo uvedeno v kapitole 6.1, z provozních důvodů se měření neprováděla přesně v daných cyklech, ale v co nejkratších časech kolem těchto cyklů (viz. Tabulka č. 6.2). Z grafu č. 6.2 je patrné, že prodloužení levého a pravého řetězu jsou téměř shodná, avšak pravý řetěz byl více namáhán a tedy i více uvolněn. To mohlo být způsobeno nepřesnou výrobou, popřípadě montáží celého elevátoru. Oba extraktory pracují zároveň bez zpoždění, takže možnost, že by pravý extraktor zabíral dříve než levý, a tudíž přenášel větší zatížení je vyloučeno. Stejně jako u prodloužení se i u napnutí objevilo nestejně namáhání. Graf můžeme pomyslně rozdělit do tří úseků. Záběh, doba provozu a doběh [7]. Do 20 000 cyklů se napnutí zvyšovalo strměji. Důvodem byl záběh řetězu. V rozmezí od 20 000 do 160 000 docházelo k prodloužení také, ale pozvolněji než tomu bylo v záběhu řetězu. Tento úsek grafu, můžeme nazvat jako doba provozu. Od

Tabulka č. 6.2

170 000 cyklů začalo prodloužení řetězu a tedy i povolení napnutí stoupat strměji, jako tomu bylo při záběhu. Tento úsek můžeme označit jako doběh. Nestejně prodloužení mezi jednotlivými intervaly bylo způsobeno nestejně napínáním řetězu napínací kladkou. Proto je v grafu patrný nestejně průběh napnutí.

Počet cyklů	Délka XL[mm]	Délka XP [mm]
0	100,0	101,5
9 936	101,5	102,6
20 121	102,3	103,2
29 599	102,5	103,3
40 004	103,5	104,0
50 303	103,7	104,2
59 910	104,2	104,5
70 047	104,3	104,7
81 205	104,4	104,8
90 142	104,7	105,1
99 879	104,9	105,4
110 768	105,1	105,6
121 114	105,6	105,9
129 810	105,8	106,5
139 986	106,3	107,1
150 421	106,9	108,0
159 312	107,9	108,7
170 559	108,4	109,0
180 112	109,2	109,9
190 181	110,2	111,0
200 213	111,4	112,2
210 245	111,9	113,6
220 277	112,3	114,9
230 309	113,0	116,8
240 341	113,9	119,3

Graf č. 6.2 Závislost napnutí řetězů na počtu cyklů



7. Návrh řešení

Z naměřených hodnot a dosažených výsledků navrhuji servisní prohlídky v určitých intervalech pro zajištění dlouhého bezporuchového provozu zařízení LogiMat.

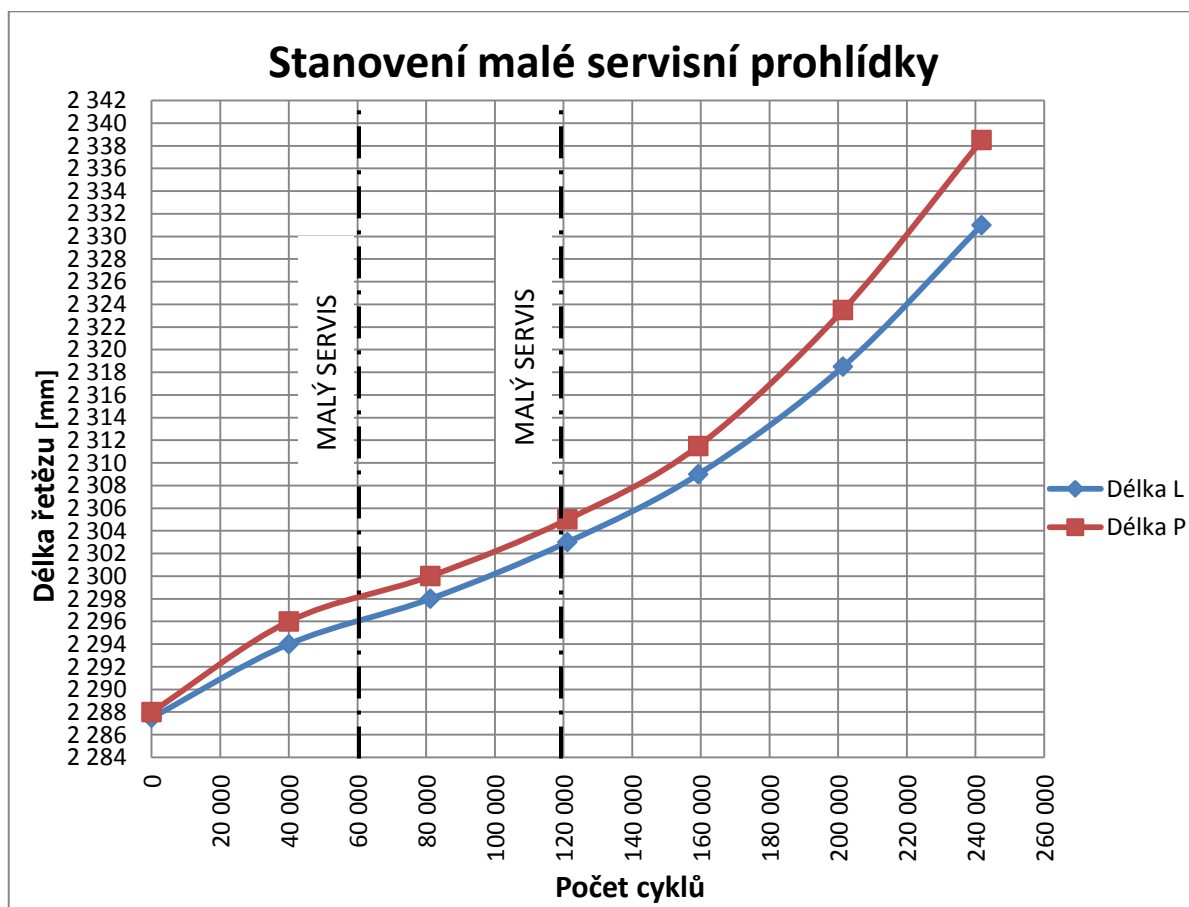
7.1. Návrh servisních prohlídek

V rámci této diplomové práce se tyto návrhy servisních prohlídek týkají pouze sekundárních převodů extraktorů. Smyslem servisu je kontrola stroje a všech jeho částí, které jsou nějakým způsobem namáhány a opotřebovány. Cílem servisu je zajistit bezporuchový provoz do doby dalšího servisního intervalu, odstranit malé závady, které by v případě jejich neodstranění mohly způsobit poruchu, popřípadě havárii stroje.

Rozmezí servisních intervalů je dáno výrobcem SSI Schaefer. Tyto intervaly jsou v takovémto rozmezí z důvodu kontroly i ostatních částí skladovací věže LogiMat, než jsou řetězové převody extraktorů. Jsou navrženy celkem 3 servisní intervaly. Malé servisní prohlídky se provádí v intervalu po 60 000 a 120 000 ukončených cyklech. Velká servisní prohlídka se dělá po 180 000 cyklech.

7.1.1. Návrh malých servisních prohlídek

Graf 7.1 Stanovení malé servisní prohlídky



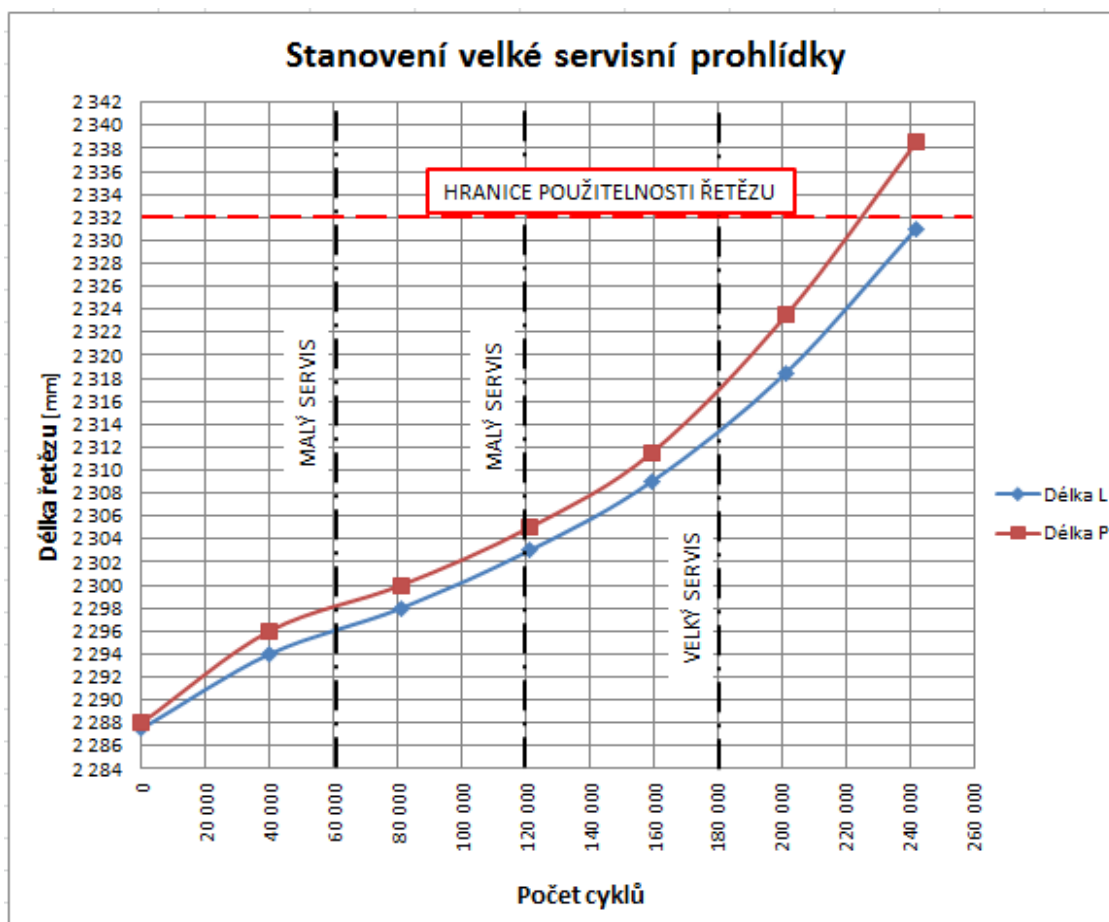
V rámci malé prohlídky při 60 000 a 120 000 cyklech (viz. Graf č. 1) navrhuji tato opatření:

- Kontrola napnutí sekundárního řetězu
- Kontrola opotřebování řetězu a řetězových kol převodu
- Kontrola všech částí převodu
 - kontrola řetězových kol
 - kontrola funkčnosti ložisek kol
- Mazání řetězů

Kontrolu napnutí provádět dle postupu uvedeného v kapitole 5.3. Zátěžový test řetězu. Při kontrole opotřebování řetězu prozkoumat řetězová kola, zda u nich nedochází k většímu opotřebování, které by se projevilo otěrem z řetězu a kol.

7.1.2. Návrh velké servisní prohlídky

Graf 7.2 Stanovení velké servisní prohlídky



V rámci velké servisní prohlídky při 180 000 ukončených cyklech navrhuji tato opatření:

- Výměna obou řetězů sekundárních převodů extraktorů
- Výměna řetězových kol
- Mazání řetězů

Výměna řetězů se dle grafu 7.2 provádí při 180 000 cyklech, přestože z grafu je jasné, že oba řetězy jsou stále použitelné. Tato výměna je nutná, protože pravý řetěz by do další servisní prohlídky při 240 000 cyklech nevydržel a mohla by hrozit havárie zařízení. Hranice použitelnosti řetězu je stanovena dle návrhu výpočtu [9][E]. Délka opotřebovaného řetězu nesmí přesáhnout 2% jeho původní délky. Původní měřená délka je 2 286 mm.

Maximální délka opotřebovaného řetězu L_o :

$$L_o = 1,02 \cdot L_1 = 1,02 \cdot 2286 = 2331,7 \cong 2332 \text{ mm}$$

Při překročení dovolené meze použitelnosti řetězu je pravděpodobné, že řetěz nebude přesně dosedat mezi zuby na řetězových kolech, která se začnou také opotřebovávat více a rychleji, než je přípustné. Proto se řetěz musí kontrolovat na prodloužení a hlídat hranice jeho použitelnosti, aby se včas vyměnil. Pokud by se tak nestávalo, škody, které by mohly vzniknout, by byly mnohonásobně vyšší, než je údržba, měření a výměna řetězu. Pokud se mění řetěz, který je více opotřebovaný, je třeba vyměnit i řetězová kola.

7.2. Mazání řetězu

K docílení co největší provozní spolehlivosti navrhují mazání řetězu sekundárního převodu. Sníží se tím tření při odvalování po řetězových kolech a dále se sníží tření mezi jednotlivými částmi řetězových článků. Při nedostatečném mazání se řetěz zahřívá a způsobuje hlučnost chodu. K největšímu opotřebování dochází na kluzných plochách řetězového článku tj. mezi čepy, pouzdry, válečky a na pracovních plochách ozubení řetězových kol.

Řetěz sekundárního převodu se pohybuje obvodovou rychlostí $v=0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Jedná se tedy o pomaluběžný řetěz, který se během provozu příliš nezahřívá. Proto volím tužší mazivo. Jako mazivo navrhují CERAN MM od společnosti TOTAL. Jedná se o průmyslové plastické mazivo pro stroje provozované v prašném prostředí. Aplikaci maziva na řetěz navrhují pomocí štětce a minimálního množství ředidla. Rozpuštění maziva je nutné k jeho roztečení mezi jednotlivé součásti řetězu. Tento způsob mazání by měl mít za následek rovnoměrnou aplikaci maziva do mezer mezi destičkami, popřípadě mezi čepy a válečky. Ředidlo, které lehce rozpustí mazivo, se postupem času vypaří a dojde ke ztuhnutí maziva na řetězu.

Mazání proběhne při malých i velké servisní prohlídce. Nový řetěz bude také promazán, aby se prodloužila jeho životnost a snížilo se opotřebování.

8. Závěr

Cílem této práce byl rozbor a optimalizace pohonného mechanismu extraktoru s ohledem na jeho životnost, servisní náročnost a servisní intervaly. Řetěz jsem zkontroloval proti přetržení. Provedl jsem měření prodloužení řetězu a zátěžový test. Z naměřených výsledků jsem sestavil grafy a na základě jejich vyhodnocení jsem navrhl opatření k dosažení dlouhé provozuschopnosti pohonného mechanismu.

Návrh malé servisní prohlídky

Provést malou servisní prohlídku, jejímž obsahem bude kontrola napnutí sekundárního řetězu, kontrola opotřebenosti řetězu a řetězových kol a mazání řetězu. Tyto prohlídky se budou provádět při 60 000 a 120 000 cyklech extraktoru. Jejich úkolem je kontrola mechanismu a vytvoření podmínek pro spolehlivý chod zařízení.

Návrh velké servisní prohlídky

Provést velkou servisní prohlídku, při které se vymění řetěz sekundárního řetězového převodu a řetězová kola. Po nasazení nového řetězu se provede jeho promazání. Tato prohlídka se bude provádět v intervalu 180 000 cyklů. Cílem této prohlídky je vyměnit všechny komponenty, které již nejsou schopny plně vykonávat svoji funkci do dalšího servisního intervalu.

Návrh mazání

Mazání řetězu nanesením lehce rozpuštěného plastického maziva. Mazání má za následek snížení tření mezi jednotlivými součástkami řetězu. Pokud se sníží tření, sníží se tím opotřebenost a prodlouží se životnost.

Tato opatření jsem navrhl s cílem zajistit co nejdelší provozuschopnost zařízení. Prohlídky, údržba zařízení a výměny opotřebovaných dílů mají za cíl udržet stroj provozuschopný, aby vykonával námi požadovanou funkci bez poruch a prostojů způsobených opotřebováním řetězového mechanismu. Včasná detekce opotřebování jednotlivých částí a následných možných poruch umožňuje vyhnout se haváriím. Šetří čas i peníze vynakládané na pozdější opravy a havárie.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Jiřímu Havovi a Ing. Danielu Dleskovi za veškerou odbornou pomoc při tvorbě této diplomové práce, společnosti SSI Schaefer za umožnění vypracování této práce a poskytnutí veškerého potřebného vybavení.

9. Seznam použité literatury

- [1] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010. 130 s. ISBN 978-80-248- 1860-3.
- [2] Střední průmyslová škola Otrokovice. KOVÁŘ, Pavel. *E-stránky* [online], 2005. [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://www.weblearning.estranky.cz/>
- [3] Střední průmyslová škola v Teplicích. WATZKE, David. *E-stránky* [online], 2007. [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: sps.watzke.cz/dl/mat/sps/17_retezove_prevody_mu-sil.odt
- [4] SSI-Schaefer. *Historie společnosti: E-stránky* [online]. Praha [cit. 2014-04-27]. Dostupné z: <http://www.ssi-schaefer.cz/ssi-schaefer/o-nas/historie-spolecnosti.html>
- [5] SSI SCHAEFER. SSI Schaefer [online]. Praha, - [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://www.ssi-schaefer.cz/>
- [6] HAVLÍČEK, J. A KOL. *Provozní spolehlivost strojů* (2. přepracované vydání). Praha, SZN 1989. 616s. ISBN 80-209-0029-2.
- [7] ZIEGLER, J., HELEBRANT, F. *Technická diagnostika výrobních zařízení*. 1. vyd. Ostrava: Vys. šk. báňská, 1992. 175 s. ISBN 80-7078-111-4.
- [8] ŘETĚZY. Řetězy Challenge [online]. 2007 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://www.retezy.biz/domain/retezy/files/retez.katalog.pdf/10-retezy-valeckove-evropska-norma.pdf>
- [9] Pro konstruktéry: Výpočet válečkového řetězu. *ŘETĚZY VAMBERK spol. s r.o.* [online]. 2012 [cit. 2014-05-04]. Dostupné z: <http://www.retezy-vam.com/cs/pro-konstruktery/vypocet-valeckoveho-retezu.html>

10. Seznam příloh

Příloha A – Výkres Elevátoru

Příloha B – Tabulka válečkových řetězů Challenge

Příloha C – Schéma měření prodloužení řetězu

Příloha D – Třířadé válečkové řetězy Vamberk

Příloha E – Výpočtový návrh válečkových řetězů